

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



**NÁVRH HYDRAULICKÝCH PRVKŮ
KOMPAKTNÍHO MINIRÝPADLA**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301R000 Strojní inženýrství

**Návrh hydraulických prvků kompaktního
minirýpadla**

**Hydraulic component proposal for
compact miniexcavator**

+

Autor: Jan Lacina

Vedoucí práce: Ing. Martin Lachman, Ph.D.

Konzultant: Ing. Jan Čech

V Liberci: 25.8.2014



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Jan L A C I N A

Studijní program

B2301 Strojní inženýrství

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Návrh hydraulických prvků kompaktního minirýpadla

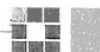
Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

Hlavním cílem této práce je provést rešerši současného stavu a návrh hydraulického systému kompaktního minirýpadla. Stroj bude vycházet ze dvou současných modelů vyráběných firmou Doosan Bobcat.

Doporučené metody pro vypracování:

1. Přehled současného trhu minirýpadel, specifikace.
2. Hydraulický systém, popis komponent a jejich charakteristické znaky.
3. Výpočet a volba hlavních komponent – pojezdové motory, otočný motor, hydraulická nádrž.
4. Ověření vhodnosti použití pracovní části hydraulického systému z vyšší váhové kategorie s ohledem na použité komponenty.



Forma zpracování bakalářské práce:

Rozsah původní zprávy cca 40 stran textu včetně příloh.

Bakalářská práce včetně příloh bude v elektronické formě přiložena na CD (či DVD) k tištěnému svazku bakalářské práce.

Seznam odborné literatury:

[1] Cerha, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Vyd. 2. TU v Liberci 2010, ISBN 80-7372-067-1,

[2] Pivoňka, J.: Tekutinové mechanismy. SNTL, Praha 1987

[3] Eaton – Guide to Mobile & Industrial Hydraulics. Vyd. M-HYOV – MR001 –E4 (1/2011)

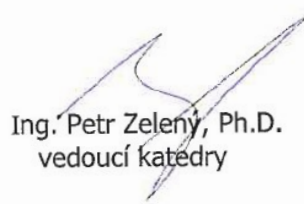
[4] Donaldson Company Inc., Donaldson Filtration solution – Vyd. Minneapolis, MN, CN-F112100ENG (8/13)

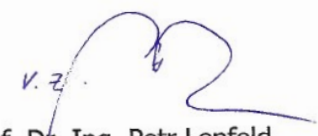
[5] iDoStuff, Rotational Moulding – Hydraulic Tank Design (2010)

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Lachman, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jan Čech




Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

V Liberci dne 15. března 2014

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ).
Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

PROHLÁŠENÍ:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum: 25.8.2014

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ:

Tímto krátkým odstavcem, bych rád poděkoval převážně své rodině a přítelkyni za jejich nekonečnou trpělivost i podporu při postupné cestě k vytyčenému cíli. Během této doby se mnou sdíleli radosti i smutky, úspěchy i neúspěchy a v nejdůležitější chvíli nabídli rámec opory.

Zároveň bych rád poděkoval i firmě Doosan Bobcat, za poskytnuté informační zázemí pro vypracování této bakalářské práce. V těchto řádcích musím zmínit minimálně jedno jméno s odkazem na firmu a tím je Ing. Jan Čech, jež byl technickým konzultantem práce i mým mentorem po celou dobu dosavadní pracovní kariéry ve firmě Doosan Bobcat.

ANOTACE:

Tématem této bakalářské práce je návrh hydraulického systému minirypadla, jež by cílil do produktové mezery firmy Doosan Bobcat, ve váhové kategorii 2-2,5t a to jak svoji hmotností, tak funkcemi. Stroj by měl být z co největší míry kombinací dvou současných modelů a to konkrétně E25 - 2,5 tuny vážící bagr s vyšším stupněm výbavy a do připravovaného modelu E20 – 1,8-2t vážící stroj dle stupně výbavy. Nový model, kterým se práce zabývá – prozatímním označením E22, by v ideálním případě využíval spalovací motor, hydrogenerátor, podvozkovou část i pracovní část (podkop) ze stroje většího (E25) a kabinu, včetně ostatních hydraulických a ovládacích prvků ze stroje menšího (E20).

Na následujících stránkách se pokusím provést kontrolu vhodnosti komponent, jež se již používají na výše uvedených rypadlech a v případě, že daná komponenta nebude odpovídat požadavkům, navrhnout vhodné řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Excavátor, Hydraulika, Hydrogenerátor, Hydraulická nádrž

ABSTRACT:

The object of this thesis is hydraulic system proposal for miniexcavator. This excavator would be targeted to the gap in Doosan Bobcat portfolio, at the category from 2 to 2,5t and not only to its weight but also to its functions. Most of the components from the new excavator should be combine of the current parts from the machine E20 and E25. Ideally the new model of the excavator, which is purpose of this thesis, temporary called E22 should combine, the combustion engine, hydrogenerator, undercarriage and workgroupe from the bigger machine E25 and the cabin including hydraulic and other components from smaller machines (E20).

On the following pages, we tried to verify the suitability of current components and if the components does not meet the requirements, I will suggest a suitable solution.

KEYWORDS:

Excavator, Hydraulics, Hydrogenerator, Hydraulic tank

OBSAH:

1.0	SEZNAM VELIČIN A JEDNOTEK:	9
2.0	ÚVOD:	12
2.1	Od lopaty k rypadlu:	12
2.2	Co je to rypadlo:	12
	Dělení dle hmotnosti:	12
	Dělení dle typu pojezdu/posuvu stroje:	13
2.3	Z čeho se rypadlo skládá:	13
2.4	Co je to hydraulický obvod a jaké typy používáme:	14
	Otevřený vs. uzavřený hydraulický obvod:	14
	Hydraulický obvod dle typu galerie:	14
3.0	POPIS FUNKČNOSTI HLAVNÍCH HYDRAULICKÝCH KOMPONENT, JEJICH UMÍSTĚNÍ A POŽADAVKY:	15
3.1	Hydrogenerátor:	15
3.2	Hydraulický rozvaděč, manifold:	15
3.3	Pojezdové motory:	16
3.4	Otočivý motor:	16
3.5	Lineární hydraulické motory:	17
3.6	Hydraulický filtr a nádrž:	17
4.0	PŘEDPOKLÁDANÁ SPECIFIKACE NAVRHOVANÉHO EXKAVÁTORŮ:	18
1		20
5.0	POJEZDOVÉ MOTORY - OVĚŘENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ ZVOLENÉHO HYDROMOTORU PRO ÚČELY POHONU EXKAVÁTORU:	21
5.1	Výpočet pasivních odporů ve valení R_r [N]:	21
5.2	Výpočet průtoku hydraulické kapaliny dodávané hydrogenerátorem do hydromotoru Q_g [l/min]:	21
5.3	Výpočet efektivního objemu pojezdového hydromotoru:	21
5.4	Výpočet rychlosti pojezdu stroje dle normy SAE J1309 (SAE, 2003):	22
5.5	Výpočet tažné síly stroje, jež vygenerují pojezdové motory SAE J1309 (SAE, 2003):	23
5.6	Shrnutí parametrů zvolené konfigurace:	24
5.7	Návrh alternativní konfigurace:	25
5.8	Závěrečné vyhodnocení:	27
6.0	OTOČIVÝ MOTOR - OVĚŘENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ ZVOLENÉHO HYDROMOTORU PRO ÚČELY POHONU EXKAVÁTORU:	28
6.1	Výpočet efektivního objemu otočivého hydromotoru V_{oe} [cc/ot]:	28
6.2	Výpočet krouticího momentu otočivého hydromotoru M_{ko} [Nm]	28

6.3	Výpočet kroutícího momentu celého stroje M_{kso} [Nm]:	28
6.4	Výpočet boční síly na zub, jež dokáže vygenerovat otočivý hydromotor F_{oz} [N]:	29
6.5	Výpočet rychlosti otáčení nadstavby stroje v_{os} [ot/min]:	29
6.6	Shrnutí parametrů zvolené konfigurace:.....	29
6.7	Návrh alternativní konfigurace 1:.....	30
6.8	Návrh alternativní konfigurace 2:.....	30
6.9	Závěrečné vyhodnocení:.....	33
7.0	HYDRAULICKÁ NÁDRŽ - OVĚŘENÍ MOŽNOSTI POUŽITÍ SOUČASNÉ HYDRAULICKÉ NÁDRŽE:	35
7.1	Stanovení množství hydraulického oleje, o které bude kolísat hladina při běžném operovacím cyklu (tedy při používání funkcí, lžice, násady a výložníku) V_{vr} [l] i při užívání všech funkcí dohromady V_{vrc} [l]:	35
7.2	Stanovení potřebného objemu vzduchu v hydraulické nádrži, pro zabránění výměně vzduchu přes víčko nádrže při změně objemu oleje v nádrži o hodnotu V_{vr} , potřebné množství vzduchu pak je V_{nv} [l]:	36
7.3	Stanovení potřebného minimálního objemu hydraulické nádrže:	36
7.4	Výpočet předpokládané doby relaxace oleje (oil Dwell time) t_r [s]:.....	37
7.5	Závěrečné vyhodnocení:.....	37
8.0	Závěr:.....	39
9.0	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ:.....	40
10.0	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK:	40
11.0	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY:.....	41
12.0	PŘÍLOHY:.....	42

1.0 SEZNAM VELIČIN A JEDNOTEK:

Zkratka	Veličina	jednotka
mc	celková hmotnost stroje	kg
Psm	jmenovitý výkon spalovacího motoru	kW
nsm	maximální otáčky spalovacího motoru	ot/min
Mksm	krouticí moment výstupní hřídele spalovacího motoru při maximálních otáčkách	Nm
pgmax	maximální tlak hydrogenerátoru (hydraulické pumpy)	bar
V1g ; V2g ; V2g	geometrické objemy hydrogenerátorů	cc/ot
pmax	maximální pracovní tlak	bar
Vo	geometrický objem otočivého hydromotoru	cc/ot
Vp	geometrický objem pojezdového hydromotoru (maximální; minimální)	cc/ot
ip	převodový poměr hydromotoru	1
g	tíhové zrychlení	kgxs^2
Qg	průtok dodávaný hydrogenerátorem (maximální; minimální)	l/min
Vpe	efektivní geometrický objem pojezdového hydromotoru	cc/ot
np	rychlost otáčení pojezdového hydromotoru	ot/min
vp	pojezdová rychlost stroje	km/hod
Mkp	krouticí moment pojezdového hydromotoru	Nm
Mkov1	krouticí moment pohonného ozubeného věnce	Nm
Ftoz	tažná síla pohonného ozubeného věnce	N
Ft	celková tažná síla stroje	N
Voe	efektivní geometrický objem otočivého hydromotoru	cc/ot
Mko	krouticí moment otočivého hydromotoru	Nm
pop	tlakové nastavení přepouštěcího ventilu mezi porty přívod-odvod otočivého hydromotoru	bar
Mkso	krouticí moment celého stroje v otáčení	Nm

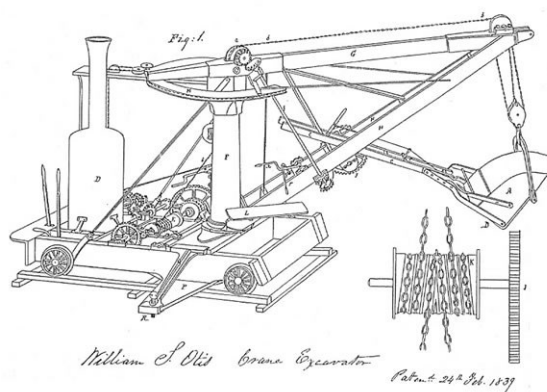
η_o	účinnost rozběhnutého otočivého motoru	1
zop	počet zubů na pastorku otočivého hydromotoru	1
zos	počet zubů na vnitřním ozubeném kole stroje s integrovaným ložiskem	1
Foz	boční síla na zub lžice, vygenerovaná otočivým hydromotorem	N
a	maximální vzdálenost od osy stroje k zubu lžice	m
vos	rychlost otáčení stroje	ot/min
mos	modul otočivého soukolí	mm
Voe*	vyjadřuje geometrický objem hydromotoru, který by byl potřeba pro jednu otáčku stroje	cc/ot
Vvr	množství hydraulického oleje, o které bude kolísat hladina při běžném operovacím cyklu	l
Vvrc	množství hydraulického oleje, o které bude kolísat hladina při využití všech lineárních hydromotorů stroje	l
Vvd	objemový rozdíl při maximálním a minimální zdvihu lineárního hydromotoru	l
Dv	vrtání lineárního hydromotoru	mm
Dp	průměr pístní tyče lineárního hydromotoru	mm
hv	zdvih lineárního hydromotoru	mm
Vnv	potřebný objem vzduchu v hydraulické nádrži, pro zabránění výměně vzduchu přes víčko nádrže při změně objemu oleje v nádrži o hodnotu Vvr	l
pa	atmosférický tlak vzduchu	bar
pnmax	horní nastavení relativního přetlaku víčka hydraulické nádrže	bar
k	Poissonova konstanta pro vzduch	1
Vnb	minimální bezpečné množství hydraulického oleje v nádrži	l
Vnmaxs	maximální množství hydraulického oleje v nádrži za studena při běžném pracovním cyklu	l
tex	míra tepelné roztažnosti oleje při změně teploty z 20°C na 70°C	%

Vntex	objemové množství oleje, o které expanduje při zahřátí na 70°C	l
Vnmaxt	maximální množství hydraulického oleje v nádrži za tepla při běžném pracovním cyklu	l
Vnmin	minimální požadovaný objem hydraulické nádrže	l
tr	doba relaxace hydraulického oleje v nádrži	s
Qn	velikost průtoku hydraulického oleje skrz nádrž	l/min

2.0 ÚVOD:

2.1 Od lopaty k rypadlu:

Od dávných časů si lidstvo hledá cestu, která by vedla k ušetření jeho vlastního, fyzického úsilí. V hloubi dějin za tuto cestu můžeme považovat užití pazourku pro ušetření vlastních prstů, stíhaný prvními nástroji až po konstrukci jednoduchých mechanismů. Samozřejmě, že cesta ke skutečně propracovaným mechanismům byla od té chvíle ještě daleká i značně trnitá, ale např. již ve 13. století se objevovali první lanové mechanismy, které byly specializovaného určení pro odkopávání, manipulaci, či hloubení. První specializované rypadlo, jež nebylo poháněno lidskou silou, ale již energií parní, bylo tzv. Otisovo rypadlo patentované roku 1839 (Obrázek 2-1) ve Spojených státech amerických. Postupným zdokonalováním zařízení na jeho základě jsme se dostali až ke strojům, jež jsme zvyklí vídat mezi sebou, při každodenní práci. Kdo by si kdy v tu dobu býval představil, jaký úspěch zařízení bude mít a pro co vše založil základy...



Obrázek 2-1 – Otisovo rypadlo patentované v roce 1839, převzato (STAVES)

2.2 Co je to rypadlo:

Rypadlo, neboli bagr je samohybný stroj jež je primárně určen k hloubení či přemísťování horniny. Rypadla můžeme dělit do více kategorií členěných řadou parametrů, pro přehlednost zde uvedu dvě hlavní:

Dělení dle hmotnosti:

Mikro rypadla (Micro excavators) – Jedná se o nejmenší zástupce rypadel, jež se svojí hmotností přibližují 1t. Velice často jsou jejich rozměry natolik kompaktní, že po menších úpravách jsou tyto stroje schopny projet vstupními dveřmi budovy a následně pracovat v jejím interiéru.

Mini rypadla (Mini excavators) – Rypadla s hmotností cca do 6t. Jde o kompaktní, avšak o velice výkonný pracovní stroj, jež nachází svoji nezastupitelnou úlohu např. při zakládání budov, hloubení výkopů a všude tam, kde pracovní prostředí neumožňuje použití těžkotonážních strojů vyšších kategorií.

Malá až střední rypadla (Small and Middle excavators) – rypadla s tímto označením se nejčastěji pohybují v hmotnostní kategorii 6 až 30t a jsou snad nejčastěji používanými rypadly vůbec.

Velká rypadla (Large excavators) – Rypadla s hmotností pohybující se většinou mezi hranicemi 30 až 80t. Vzhledem ke své velikosti jsou tyto stroje převážně používány na těžké práce a v náročných podmínkách jako jsou demoliční práce, lomy, doly apod...

Extra velká rypadla (Extra-large excavators) – Stroje s hmotností převyšující kategorii velkých rypadel až k tak velikým strojům, jejichž hmotnost může dosahovat 500 i více tun.

Dělení dle typu pojezdu/posuvu stroje:

Pásové
Kolové
Kráčivé

2.3 Z čeho se rypadlo skládá:

Aby stroj, mohl nést označení rypadlo, resp. bagr, musí splňovat několik kritérií a obsahovat následující části (obr.2-2):

Lžíci
Násadu
Výložník
Kabinu/Kanopu upevněnou na otočné platformě
Podvozek



Obrázek 2-2 – Stroj Bobcat E20 – popis částí, převzato (Doosan Bobcat)

2.4 Co je to hydraulický obvod a jaké typy používáme:

Hydraulický obvod je soubor komponent, řídicích prvků, regulačních prvků a propojovacích vedení, který umožňuje přenášení práce pomocí hydraulických kapalin.

Hydraulický obvod se skládá z:

- Hydrogenerátoru
- Hydraulického vedení (jako hadice, trubky, atd..)
- Řídicích a regulačních prvků (rozvaděče, ventilů, atd..)
- Hydromotoru (ať již rotačního či lineárního)
- Filtrace
- Hydraulické nádrže

Otevřený vs. uzavřený hydraulický obvod:

Nejjednodušeji můžeme hydraulické systémy rozdělit na tzv. otevřený a uzavřený. Otevřený hydraulický systém poznáme tak, že velká část vracející se hydraulické, odpadní kapaliny - tj. kapaliny, která již vykonala požadovanou práci se shromažďuje v nádrži, z nádrže je pak přepravována zpětně k hydrogenerátoru a dále do hydraulického obvodu.

Uzavřený hydraulický obvod je naproti tomu koncipován tak, že většinové množství odpadní hydraulické kapaliny je přímo dopravováno k hydrogenerátoru a znovu použito pro přenos energie. Uzavřený hydraulický obvod musí být vybaven komponentami pro doplňování potřebné a odvodu nadbytečné kapaliny. Nicméně toto není jediný způsob dělení hydraulických okruhů. Okruhy můžeme taktéž dělit i dle jiných parametrů, pro příklad uvedeme dělení dle použité kombinace rozvaděč-hydrogenerátor.

Hydraulický obvod dle typu galerie:

Okruh tzv. s otevřenou galerií (z Aj. Open center circuits):

Základní princip fungování systému s tzv. otevřenou galerií je ten, že hydrogenerátor dodává v každém okamžiku maximální možné množství hydraulické kapaliny a její množství, které potřebujeme pro ovládání jakékoliv funkce řídíme škrcením průtoku v hlavním rozvaděči. Při nečinnosti, nebo nízké zátěži je tedy médium dodávané s minimálním tlakem (tlakem ve výši tlakových ztrát celého hydraulického obvodu), ale s maximální rychlostí průtoku. Z výše uvedeného plyne, že tento koncept není příliš efektivní, jelikož i při nepoužívání stroje, je značná část výkonu (energie) mařena a to převážně transformací na teplo. A proč se tomuto druhu hydraulického systému říká s otevřenou galerií? Jednoduše pro to, že v základní poloze šoupátka v hlavním rozvaděči umožňují průtok kapaliny do odpadní části okruhu. Tedy galerie v propojovací sekci rozvaděče vstup/výstup je otevřena. Ve zbytku práce se budeme výhradně zabírat pouze s tímto druhem obvodů...

Okruh tzv. s uzavřenou galerií (z Aj. Closed center circuits):

Oproti výše uvedenému okruh s uzavřenou galerií neustále pracuje s maximálním možným tlakem hydrogenerátoru, ale množství média je dodáváno v závislosti na jeho poptávce / potřebě. Při neaktivované žádné funkci (všechna šoupátka hlavního rozvaděče jsou v neutrální poloze) není umožněn průtok hydraulické kapaliny z hydrogenerátoru do odpadní části okruhu - tedy teoreticky není dodáváno hydrogenerátorem žádné médium. Z výše uvedeného je systém pojmenován s uzavřenou galerií. Daný typ hydraulických okruhů má ještě řadu svých úzkoprofilových zaměření, či vylepšení. Pro zajímavost uvedme např. s úpravou snímání zatížení (tzv. Load-sensing systém), či systém s garantovaným stálým tlakem (tzv. Constant pressure systém). Tento typ systému je energeticky úspornější, ale technicky náročnější. U kategorie minirypadel se v současné době používá jen velmi omezeně a to z důvodu nákladnosti na zvolené komponenty.

3.0 POPIS FUNKČNOSTI HLAVNÍCH HYDRAULICKÝCH KOMPONENT, JEJICH UMÍSTĚNÍ A POŽADAVKY:

3.1 Hydrogenerátor:

V dané kategorii exkavátorů se můžeme nejčastěji setkat se dvěma typy hydrogenerátorů. V nižší váhové kategorii a u strojů s nižším výkonem je výhodné užití zubových hydrogenerátorů, jež splní základní konstrukční předpoklady pro pohon všech základních funkcí exkavátorů. Druhým typem hydrogenerátorů, je běžnější typ a to axiální pístový hydrogenerátor, obvykle v konfiguraci s možnou automatickou změnou geometrického objemu v závislosti na zatížení. Tato funkce nám dovoluje efektivněji využít výkon spalovacího motoru.

V použití které si představíme na následujících stránkách se bude jednat o kombinaci obou výše zmíněných. Dodavatel v jednom těle hydrogenerátoru bude kombinovat: 2x axiální pístový hydrogenerátor a 1x zubový hydrogenerátor.

Proč jsou pumpy rozděleny? Odpověď i zde nebude příliš složitá. Různé použité komponenty a hydraulické spotřebiče mají různou náročnost na množství dodávané hydraulické kapaliny a tudíž jsou jejich okruhy tímto separovány. Zároveň specificky u pojezdových hydromotorů, je nutné zajistit stejný průtok média do obou motorů, jinak by nebylo možné docílit přímého pohybu stroje.

Hydrogenerátor bývá uložen na výstupní hřídeli spalovacího motoru, obvykle přes lamelovou spoku, jež zajišťuje jeho odpojení v případě poruchy.



Obrázek 3-1 – Hydrogenerátor značky Nachi – řada PVD 0B, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014)

3.2 Hydraulický rozvaděč, manifold:

Rozvaděč je zařízení, které dovoluje řízení toku hydraulické kapaliny. Zároveň zde jsou umístěny pomocné regulační prvky, jako redukční, přepouštěcí a jiné ventily. Hydraulický rozvaděč umožňuje sdružovat ovládání několika závislých i nezávislých okruhů, do jednoho monobloku.

Manifold umožňuje sdružovat ventily řady funkcí do jednoho monobloku a tím spořit místo v zástavbě.

Umístění těchto dvou komponent není nijak limitováno, jediné požadavky jsou, aby komponenty byly napojeny mezi hydrogenerátor a spotřebič dle příslušného hydraulického schématu a byly co nejlépe kryty před vnějším zatížením a povětrnostními vlivy. V případě užití mechanického ovládání rozvaděče je důležité, aby ovládací táhla – šoupátka, byla na dosah ovládacího mechanismu.



Obrázek 3-2 – Hydraulický rozvaděč značky Walvoil – řada SDS100, převzato (Walvoil, 2005)

3.3 Pojezdové motory:

Pojezdové motory zajišťují samotný pohyb stroje ve smyslu dopředném i zpětném, včetně jejich kombinace a tudíž zatáčení. Pro exkavátory se nejčastěji používají hydromotory ve specifikaci s integrovanou převodovkou, kde výkon je dále předáván napevno připojenému pohonnému ozubenému věnci, který jej dále předává pásům exkavátoru. Pojezdová rychlost je řízena množstvím průtoku media (řízeno hlavním rozvaděčem (dále zkratkou odvozenou z anglického jazyka MCV – Main Control Valve)), případně změnou geometrického objemu hydromotoru. Tato změna může probíhat samočinně, či volbou operátora.

Pojezdové motory jsou uloženy v rámu podvozku, kde přes ozubený věnec pohánějí pás exkavátoru či jeho kola.



Obrázek 3-3 – Pojezdový motor značky Nachi – řada PHV, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014)

3.4 Otočivý motor:

Otočivý motor ve svém principu zabírá pastorkem do věnce s vnitřním ozubením, který je na pevně spojen s podvozkovou částí stroje a tím otáčí celou horní nadstavbou exkavátoru.

Jaký typ hydromotoru použít pro otáčení exkavátoru? Možností je více, nicméně nejčastěji se v této kategorii užívají dva typy. Konkrétně pro menší stroje je výhodné užití orbitálního hydromotoru (hydromotoru, s vnitřním ozubením) zvláště pro jeho vysoký krouticí moment v nízkých otáčkách a v neposlední řadě svojí jednoduchostí, která přímo ovlivňuje pořizovací náklady. Druhým nejčastějším typem hydromotorů, je opětovně axiální pístový hydromotor, který je nicméně již konstrukčně složitější a tím i nákladnější.

Jaké jsou požadavky na výslednou funkci stroje? Především jde o rychlost otáčení stroje za minutu a jeho maximální krouticí moment. Často je v otočivém motoru integrována parkovací, třecí brzda, hydraulicky ovládaná.

Otočivý motor bývá napevno připojen do horní struktury stroje a je lokalizován tak, aby mohl svým pastorkem s vnějším ozubením zabírat do centrálního ozubeného kola s vnitřním ozubením a integrovaným ložiskem, jež je součástí podvozku stroje.



Obrázek 3-4 – Otočivý hydromotor značky Nachi – řada PCR, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014)

3.5 Lineární hydraulický motory:

V exkavátorech se používají výhradně varianty dvou-činných hydromotorů (hydraulických válců) a jsou použity na více prvcích. Pro úplnost je můžeme najít jako pohon výložníku, násady, lžice, natáčení celého podkopu, k ovládání radličky či ne v neposlední řadě pro změnu rozteče pojezdových pásů.

Souhrnné požadavky na tyto válce jsou převážně tlaková, vzpěrová i tahová odolnost, včetně těsnosti proti úniku hydraulického oleje. Z řady dalších požadavků, jež jsou ale proměnné pro konkrétní užití, můžeme jmenovat např. tlumení v koncových polohách...



Obrázek 3-5 – Lineární hydraulický válec jednočinný, převzato (Foglar, 2012)

3.6 Hydraulický filtr a nádrž:

nejprve se podívejme na hydraulický filtr. Filtr má za cíl oddělovat, resp. snižovat množství mechanických nečistot z hydraulického oleje. Tyto nečistoty jsou různého původu a tedy i různých materiálů, jako např. kovový ořez následkem vzájemného tření kovových ploch, zbytky pryže

a teflonu z opotřebení těsnících a vodících ploch, chemické fragmenty zbytků hydraulického oleje, či nečistoty, jež se dostaly do hydraulického systému z vnějšího prostředí. Toto vše je důležité, aby byly částice do předepsané velikosti odstraněny z hydraulické kapaliny.

Hydraulický filtr v kategorii bagrů do 2,5t se v současnosti u společnosti Doosan Bobcat používá výhradně při umístění v nízkotlaké odpadní větvi.

Hydraulická nádrž je v našem použití nízkotlaká akumulární nádoba, kde se udržuje zásoba kapaliny pro hydraulický obvod. Nicméně toto není jediná funkce nádrže. Nádrž zároveň má za cíl tzv. uklidňovat kapalinu z oběhu, zbavovat pohlceného vzduchu, chladit kapalinu a umožnit její částečné odkalení – usazení těžkých mechanických nečistot na dně nádrže. Z tohoto důvodu je důležité, aby hydraulická nádrž měla dostatečný objem nejen pro napájení všech funkcí hydraulického obvodu, ale taktéž pro splnění ostatních, výše zmíněných požadavků. Při kontrolním výpočtu hydraulické nádrže ve výsledku bereme zřetel na celou řadu řadu parametrů. U stacionárních systémů je obvykle důležité znát převážně množství hydraulické kapaliny za čas, tedy velikost průtoku, požadavky na chlazení apod. Ale exkavátor k této sadě běžných parametrů ještě přidává min. jednu specifickou. Touto vlastností, tedy spíše požadavkem je dostatečné množství objemu vzduchu v naplněné hydraulické nádrži, aby nemuselo docházet k jeho přísávání, či odvodu přes palivové víčko s integrovanými přetlakovým a podtlakovým ventilem při běžném pracovním cyklu. Toto množství vzduchu by mělo být schopné vyrovnávat svojí expanzí či kompresí, měnící se objem hydraulického oleje.

Jaké jsou tedy souhrnné parametry, jež je třeba sledovat u hydraulické nádrže? Množství oleje v nádrži při definované poloze stroje, objem vzduchu v nádrži při definované poloze a v neposlední řadě dobu relaxace oleje (dwell time) – tj. čas, po který průměrně stráví olej v hydraulické nádrži po jeho přivedení.

4.0 **PŘEDPOKLÁDANÁ SPECIFIKACE NAVRHOVANÉHO EXKAVÁTORŮ:**

Celková hmotnost stroje:

- Cca 2200kg

Spalovací motor:

- Ze současného stroje E25
- 3 válcový vznětový
- Jmenovitý výkon dle ISO 1 (ISO, 2002) $P_{sm} = 15,3 \text{ kW}$
- Otáčky při jmenovitém výkonu $n_{sm} = 2400 \text{ ot/min}$
- Krouticí moment při jmenovitých otáčkách $M_{ksm} = 71,2 \text{ Nm}$

Hydrogenerátor:

- Ze současného stroje E25 avšak pouze s jednou zubovou pumpou
- Maximální tlak hydrogenerátoru pro všechny výstupy – $P_{gmax} = 250 \text{ bar}$
- 2x pístový hydrogenerátor axiální, s proměnným geometrickým objem:
 - $V_{1gmax} = V_{2gmax} = 12 \text{ cc/ot}$
 - $V_{1gmin} = V_{2gmin} = 2,5 \text{ cc/ot}$
 - hydrogenerátor P1 a P2
- 1x zubové čerpadlo s geometrickým objemem $V_{3g} = 8,0 \text{ cc}$ (P3)

- Omezovač přenášeného točivého momentu řízený tlakem zatěžující P3 hydrogenerátor nastaven na hodnotu 58,6Nm (řízení probíhá snížením geometrického objemu pumpy P1 a P2 na min. hodnotu $V1_{gmin} = V2_{gmin} = 2,5 \text{ cc/ot}$)

Manifold:

- Ze současného stroje E20
- Systém „cut off“ – omezuje maximální pracovní tlak na hodnotu $p_{max} = 231 \text{ bar}$

Hlavní hydraulický rozvaděč (MCV)

- Ze současného stroje E20
- 9 sekcí
- Obsahuje sekční přepouštěcí ventily, jež svým nastavením zajišťují bezpečné operování se strojem a zároveň sekundují použitým komponentám i zajišťují jejich tlakovou ochranu.
- Zajišťuje rozdistribuování hydraulické kapaliny dle schématu.

Otočivý motor:

- Ze současného stroje E20 (ověření viz kapitola Otočiví motor)
 - Orbitální hydromotor
 - $V_o = 195 \text{ cc/otáčku}$
 - převodový poměr integrovaného reduktoru $i_o = 1$ (bez integrovaného reduktoru)
- maximální rychlost otáčení celého stroje by měla dosahovat cca $v_o = 9 \text{ ot/min}$
- motor by měl umožnit plynulou regulaci zrychlení i dobřzdování stroje s ohledem na efektivitu práce
- s integrovanou třecí brdou, hydraulicky ovládanou, jež nedovolí stroji otočení v deaktivované poloze – brzdící moment – $M_{kob} \geq 6000 \text{ Nm}$

Pojezdové motory:

- Ze současného stroje E20 (ověření viz. kapitola Pojezdové motory)
 - Axiální pístové, s proměnným geometrickým objemem
 - Maximální – $V_{pmax} = 14,72 \text{ cc/otáčku}$
 - Minimální – $V_{pmin} = 8,7 \text{ cc/otáčku}$
- S integrovanou převodovkou o převodovém poměru $i_p = 30,36$
- Zároveň by stroj měl být schopný vyvinout tažnou sílu na první rychlostní stupeň až $F_{tmax} = 25 \text{ kN}$ a druhý rychlostní stupeň až $F_{t2} = 13,6 \text{ kN}$
- Pracovat s objemovým průtokem média až $28,8 \text{ l/min}$, přičemž jeho maximální rychlosti by měli být:
 - $2,4 \text{ km/hod}$ na první převodový stupeň
 - $2,4 \text{ km/hod}$ na druhý převodový stupeň
- systém jako celek by měl umožňovat samočinnou změnu převodového stupně v pojezdovém hydromotoru

Hydraulická nádrž:

- Ze současného stroje E20, (ověření viz. kapitola Hydraulická nádrž)
- nádrž konstruovaná odstředivým litím se zalitými hliníkovými závit
- Objem nádrže – $V_n = 14,3 \text{ l}$
- Odhadované množství oleje v okruhu stroje (bez nádrže) $V_o = 18 \text{ l}$

- doba relaxace oleje (oil dwell time) cca $t > 60s$ (čas, po který stráví olej průměrně v hydraulické nádrži)



**Obrázek 4-1 –Bobcat E20, převzato
(Doosan Bobcat)**



**Obrázek 4-2 – Bobcat E25, převzato
(Doosan Bobcat)**

5.0 POJEZDOVÉ MOTORY - OVĚŘENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ ZVOLENÉHO HYDROMOTORU PRO ÚČELY POHONU EXKAVÁTORU:

5.1 Výpočet pasivních odporů ve valení R_r [N]:

- Základní výpočet pasivních odporů v pojezdovém systému je specifikován normou SAE J1309 (SAE, 2003) a to následovně:

$$R_r = 0,06 \times g \times mc \rightarrow$$

- g – gravitační zrychlení [$m \times s^{-2}$]
- mc – celková hmotnost stroje [kg]

$$R_r = 0,06 \times 9,81 \times 2200 \rightarrow$$

$$\underline{R_r = 1294N}$$

5.2 Výpočet průtoku hydraulické kapaliny dodávané hydrogenerátorem do hydromotoru Q_g [l/min]:

Maximální průtok dodávaný hydrogenerátorem do jednoho hydromotoru Q_{gmax} [l/min]:

$$Q_{gmax} = \frac{V1_{gmax} \times nsm}{1000} \rightarrow$$

$$Q_{gmax} = \frac{12,0 \times 2400}{1000} \rightarrow$$

$$\underline{Q_{gmax} = 28,8 \text{ l/min}}$$

Minimální průtok dodávaný hydrogenerátorem Q_{gmin} [l/min]:

$$Q_{gmin} = \frac{V1_{gmin} \times nsm}{1000} \rightarrow$$

$$Q_{gmin} = \frac{2,5 \times 2400}{1000} \rightarrow$$

$$\underline{Q_{gmin} = 6,0 \text{ l/min}}$$

5.3 Výpočet efektivního objemu pojezdového hydromotoru:

Maximální efektivní objem hydromotoru na jednu otáčku hnacího ozubeného kola pásů (sprocket) - V_{pmax} [cc/ot]:

$$V_{pmax} = V_{pmax} \times ip \rightarrow$$

$$V_{pmax} = 14,72 \times 30,36 \rightarrow$$

$$\underline{V_{pmax} = 447 \text{ cc/otáčku}^*}$$

Minimální efektivní objem hydromotoru na jednu otáčku hnacího ozubeného kola pásů (sprocket) - V_{pmin} [cc/ot]:

$$V_{pmin} = V_{pmin} \times ip \rightarrow$$

$$V_{pmin} = 8,70 \times 30,36 \rightarrow$$

$$\underline{V_{pmin} = 264 \text{ cc/otáčku}^*}$$

* Tyto dvě veličiny nejsou dále uvažovány ve výpočtech, ale jejich hodnoty jsou užitečné z hlediska porovnávání několika typů hydromotorů, napříč rozdílnými poměry mezi geometrickým objemem a převodovým poměr planetové převodovky.

5.4 Výpočet rychlosti pojezdu stroje dle normy SAE J1309 (SAE, 2003):

Dle výše zmíněné normy počítáme pojezdovou rychlost ve třech provozních stavech a to:

1. Zařazený první rychlostní stupeň na hydromotoru (maximální geometrický objem pojezdového hydromotoru) bez zátěže (maximální geometrický objem hydrogenerátoru):

- Výpočet rychlosti otáčení pojezdového hydromotoru n_p [ot/min]:

$$n_{p1} = \frac{Q_{gmax} \times 1000}{V_{pmax}} \times E_v \rightarrow$$

▪

E_v – objemová účinnost [1]

Dle doporučení pro „open center system“
užijeme $E_v = 93\%$

$$n_{p1} = \frac{28,8 \times 1000}{14,72} \times 0,93 \rightarrow$$

$$\underline{n_{p1} = 1820 \text{ ot} \times \text{min}^{-1}}$$

- Výpočet pojezdové rychlosti stroje v_p [km/hod]:

$$v_{p1} = 0,00012 \times \pi \times n_p \times \frac{R_{ovs}}{i_p} \rightarrow$$

▪

R_{ovs} – střední poloměr ozubeného
pohonného věnce (sprocketu) [mm]

$$R_{ovs} = p_{ov} \times \frac{z_{ov}}{2\pi} \rightarrow$$

$$R_{ovs} = 53 \times \frac{21}{2\pi} \rightarrow$$

$$\underline{R_{ovs} = 175,5 \text{ mm}}$$

▪

p_{ov} – rozteč zubu na ozubeném,
pohonném věnci (sprocketu) [mm]

▪

z_{ov} – počet zubů ozubeného, pohonného
věnce (sprocketu) [1]

$$v_{p1} = 0,00012 \times \pi \times 1820 \times \frac{175,5}{30,36} \rightarrow$$

$$\underline{v_{p1} = 4,0 \text{ km} \times \text{hod}^{-1}}$$

2. Zařazený první rychlostní stupeň na hydromotoru (maximální geometrický objem pojezdového hydromotoru) pod maximální zátěží (hydrogenerátor dodává minimální průtok):

- Výpočet rychlosti otáčení pojezdového hydromotoru n_p [ot/min]:

$$n_{p2} = \frac{Q_{gmin} \times 1000}{V_{pmax}} \times E_v \rightarrow$$

$$n_{p2} = \frac{6,0 \times 1000}{14,72} \times 0,93 \rightarrow$$

$$\underline{n_{p2} = 379 \text{ ot} \times \text{min}^{-1}}$$

- Výpočet pojzdové rychlosti stroje vp [km/hod]:

$$vp2 = 0,00012 \times \pi \times np \times \frac{Rovs}{ip} \rightarrow$$

$$vp2 = 0,00012 \times \pi \times 379 \times \frac{175,5}{30,36} \rightarrow$$

$$\underline{vp2 = 0,8 \text{ km} \times \text{hod}^{-1}}$$

3. Zařazený druhý rychlostní stupeň bez zátěže, či do zátěže, jež vygeneruje tlak na tlakové části maximálně 105bar (následně by došlo k samočinnému přefazení zpět na první rychlostní stupeň).

- Výpočet rychlosti otáčení ozubeného věnce (sprocketu) np [ot/min]:

$$np3 = \frac{Qgmax \times 1000}{Vpmax} \times Ev \rightarrow$$

$$np3 = \frac{28,8 \times 1000}{8,7} \times 0,93 \rightarrow$$

$$\underline{np3 = 3079 \text{ ot} \times \text{min}^{-1}}$$

- Výpočet pojzdové rychlosti stroje vp [km/hod]:

$$vp3 = 0,00012 \times \pi \times np \times \frac{Rovs}{ip} \rightarrow$$

$$vp3 = 0,00012 \times \pi \times 3079 \times \frac{175,5}{30,36} \rightarrow$$

$$\underline{vp3 = 6,7 \text{ km} \times \text{hod}^{-1}}$$

5.5 Výpočet tažné síly stroje, jež vygenerují pojzdové motory SAE J1309 (SAE, 2003):

V současné chvíli provedeme výpočet točivého momentu a následně tažné síly stroje, nyní již pouze pro dva stavy a to:

1. Zařazený první rychlostní stupeň na hydromotoru (maximální geometrický objem pojzdového hydromotoru) pod maximální zátěží (hydrogenerátor dodává minimální průtok):

- Kroutící moment pojzdového motoru $Mkp1$ [Nm]:

$$Mkp1 = \frac{(pmax \times Vpmax)}{2 \times \pi \times 10} \rightarrow$$

$$Mkp1 = \frac{(231 \times 14,72)}{2 \times \pi \times 10} \rightarrow$$

$$\underline{Mkp1 = 54,1 \text{ Nm}}$$

- Kroutící moment pohonného ozubeného věnce (sprocketu) $Mkov1$ [Nm]:

$$Mkov1 = Mkp1 \times ip \rightarrow$$

$$Mkov1 = 54,1 \times 30,36 \rightarrow$$

$$\underline{Mkov1 = 1643,0 \text{ Nm}}$$

- Tažná síla pohonného ozubeného věnce $Ftoz$ [N]:

$$Ftoz1 = \frac{Mkov1 \times 1000}{Rovs} \rightarrow$$

$$F_{toz1} = \frac{1643,0 \times 1000}{175,5} \rightarrow$$

$$\underline{F_{toz1} = 9388 \text{ N}}$$

- Celková tažná síla stroje F_t [N] :
 $F_{tmax} = F_{t1} = (F_{toz1} \times 2) - R_r \rightarrow$
 $F_{tmax} = F_{t1} = (9388 \times 2) - 1294 \rightarrow$
 $F_{tmax} = 16854 \text{ N}$

2. Zařazený druhý rychlostní stupeň na hydromotoru (maximální geometrický objem pojezdového hydromotoru) pod maximální zátěží (hydrogenerátor dodává minimální průtok):

- Krouticí moment pojezdového motoru M_{kp1} [Nm]:
 $M_{kp2} = \frac{(p_{max} \times V_{pmax})}{2 \times \pi \times 10} \rightarrow$
 $M_{kp2} = \frac{(231 \times 8,7)}{2 \times \pi \times 10} \rightarrow$
 $M_{kp2} = 32,0 \text{ Nm}$
- Krouticí moment pohonného ozubeného věnce (sprocketu) M_{kov1} [Nm]:
 $M_{kov2} = M_{kp1} \times i_p \rightarrow$
 $M_{kov2} = 32,0 \times 30,36 \rightarrow$
 $M_{kov2} = 971,1 \text{ Nm}$
- Tažná síla pohonného ozubeného věnce F_{toz} [N]:
 $F_{toz2} = \frac{M_{kov1} \times 1000}{R_{ovs}} \rightarrow$
 $F_{toz2} = \frac{971,1 \times 1000}{175,5} \rightarrow$
 $F_{toz2} = 5533,3 \text{ N}$
- Celková tažná síla stroje F_t [N]:
 $F_{t2} = (F_{toz1} \times 2) - R_r \rightarrow$
 $F_{t2} = (5533,3 \times 2) - 1294 \rightarrow$
 $F_{t2} = 9962 \text{ N}^*$

*...tuto sílu nelze označit jako F_{t2min} , jelikož se nejedná o nejmenší tažnou sílu, ale o tažnou sílu maximální, při zařazeném druhém rychlostním stupni pojezdových motorů (tj. při menším geometrickém objemu pojezdových motorů)

5.6 Shrnutí parametrů zvolené konfigurace:

<i>rychlostní stupeň pojezdového motoru:</i>	<i>rychlost pojezdu bez zátěže</i>	<i>požadovaná rychlost pojezdu bez zátěže</i>	<i>Celková tažná síla stroje:</i>	<i>požadovaná celková tažná síla stroje</i>
-	[km/hod]	[km/hod]	[N]	[N]
1	4,0	2,4	16854	20000
2	6,7	4,4	9962	10000

Tabulka 5-1 – Shrnutí parametrů zvolené konfigurace.

Z výše uvedené souhrnné tabulky je patrné, že pojezdové motory v konfiguraci v jaké jsou použity na stroji Sirius 2 – E20, nebude možné použít pro koncipovaný stroj. Dané motory, resp. jejich osazení je koncipované do vyšších otáček a nižšího točivého momentu. Zmíněnou situaci je možné řešit např. volbou jiného poměru mezi převodovým poměrem a geometrickým objemem hydromotorů. Jelikož dodavatelé pojezdových motorů obvykle nenabízejí možnost vlastní volby těchto hlavních dvou parametrů, je nutné najít kompromis mezi již před-definovanými. Zde je pro snadnější před-definici výhodné použít již vypočtený parametr efektivní objem hydromotoru V_{pe} který se můžeme snažit přirovnat ke známému parametru V_{pmax} a V_{pmin} ze stroje E25. Samozřejmě nejvýhodnější by bylo použít přímo pojezdové motory ze současného stroje E25, ale tyto motory jsou cenově méně příznivé, než nabízené hydromotory a konfigurace pro stroj E20.

5.7 Návrh alternativní konfigurace:

Vybraný dodavatel hydromotorů nabízí následující možné parametry s možnou kombinací převodových poměrů integrované převodovky:

V_{pmax}	V_{pmin}	<i>poměr</i> V_{pmax}/V_{pmin}	i_p
<i>[cc/ot]</i>	<i>[cc/ot]</i>	<i>[1]</i>	<i>[1]</i>
17,85	11,68	1,53	18,91
17,85	10,68	1,67	23
17,85	9,69	1,84	30,36
17,85	8,70	2,05	36,8
16,80	10,68	1,57	47,5
16,80	9,69	1,73	
16,80	8,70	1,93	
15,76	8,70	1,81	
15,76	7,72	2,04	
15,76	6,75	2,33	
14,72	8,70	1,69	
14,72	7,72	1,91	

Tabulka 5-2 – Nabízené parametry hydromotoru

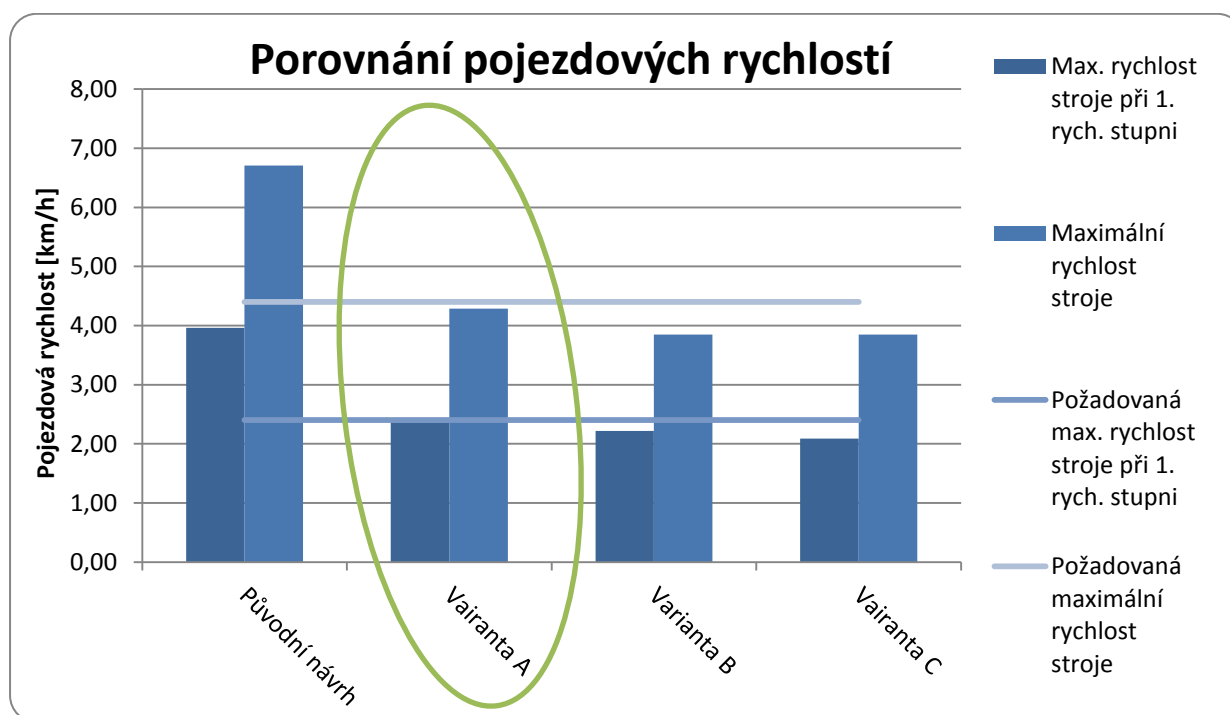
Jelikož zároveň známe poměr požadované rychlosti stroje bez zatížení maximální i minimální (1,83), můžeme stejný poměr uplatnit i při výběru těchto parametrů. V tabulce jsou zeleně označeny ty kombinace, které splňují danou podmínku s tolerancí $\pm 0,1$

Následně jsme dopočítali efektivní objem hydromotoru pro všechny možné kombinace výše zvýrazněných geometrických objemů a na základě porovnání, resp. vyhledání co nejshodnějších efektivních geom. objemů se současným strojem E25, vyfiltrovali následující 3 možné kombinace (výpis všech možných konfigurací jež vyhovují podmínce V_{pmax}/V_{pmin} viz. příloha Tabulka 12-1.

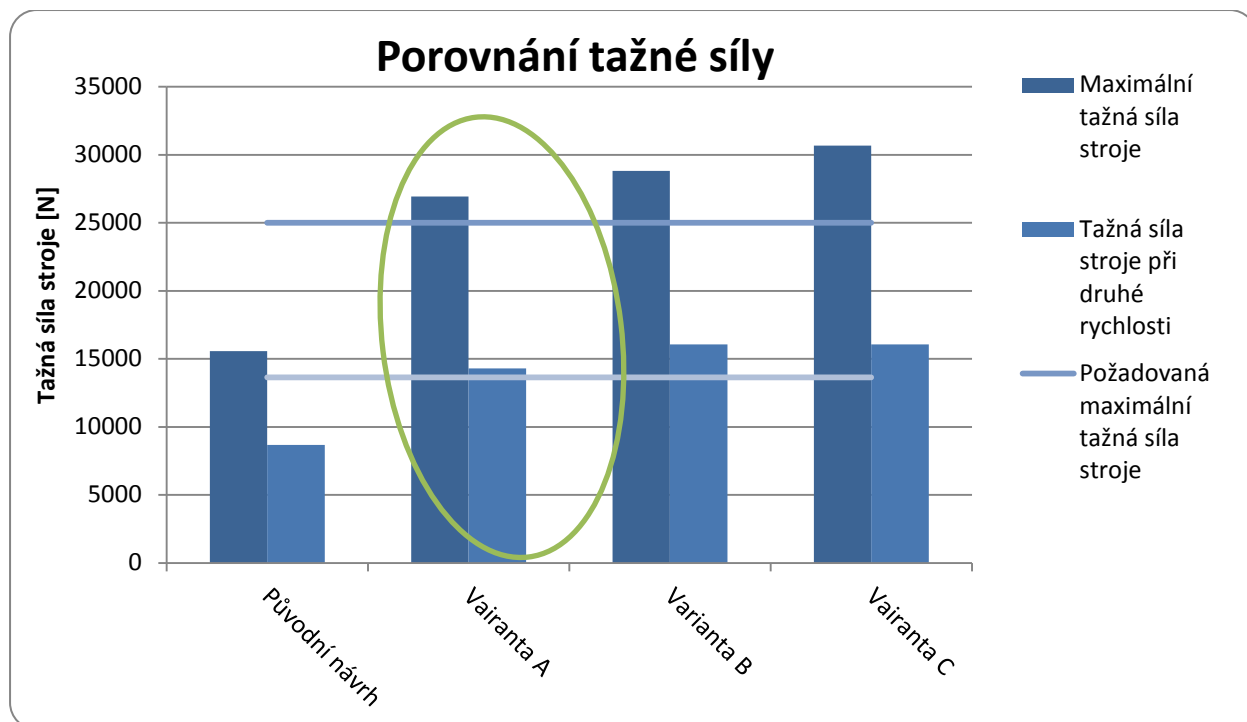
<i>Varianta</i>	<i>V_{pmax}</i>	<i>V_{pmin}</i>	<i>poměr V_{pmax}/V_{pmin}</i>	<i>ip</i>	<i>V_{pemax}</i>	<i>V_{pemin}</i>
-	[cc/ot]	[cc/ot]	[1]	[1]	[cc/ot]	[cc/ot]
A	17,85	9,69	1,84	47,5	847,9	460,3
B	16,80	9,69	1,73	47,5	798,0	460,3
C	15,76	8,70	1,81	47,5	748,6	413,3

Tabulka 5-3 – Vybranné varianty konfigurací, s dopočítanými potřebnými parametry

Pro uvedené varianty jsme dopočítali parametry, stejné jako ve výchozím, referenčním případě a pro přehlednost výsledky zobrazili v grafické podobě:



Obrázek 5-1 – Porovnání jezdových rychlostí



Obrázek 5-2 – Porovnání tažných sil pojzdových motorů

5.8 Závěrečné vyhodnocení:

Současný pojzdový motor ze stroje E20 není vhodný pro použití na nastávajícím stroji.

Z výše uvedeného vyplývá, že nejvhodnější variantou pro pohon stroje E22, je využití hydromotoru v předvybrané konfiguraci A, tedy s parametry:

- Maximální geometrický objem – $V_{pmax} = 17,85$ cc/otáčku
- Minimální geometrický objem – $V_{pmin} = 9,69$ cc/otáčku
- S integrovanou převodovkou o převodovém poměru $i_p = 47,5$

V kombinaci s ostatními komponenty naplní požadované parametry v hodnotách:

<i>rychlostní stupeň pojzdového motoru:</i>	<i>rychlost pojzdu bez zátěže</i>	<i>požadovaná rychlost pojzdu bez zátěže</i>	<i>Celková tažná síla stroje:</i>	<i>požadovaná celková tažná síla stroje</i>
-	[km/hod]	[km/hod]	[N]	[N]
1	2,4	2,4	14291	13600
2	4,3	4,4	26939	25000

Tabulka 5-4 – Výsledné parametry pojzdových motorů

6.0 OTOČIVÝ MOTOR - OVĚŘENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ ZVOLENÉHO HYDROMOTORU PRO ÚČELY POHONU EXKAVÁTORU:

v úvodu výpočtu nutno zmínit, že vnitřní ozubené kolo (s vnitřním ozubením) integrované v axiálním ložisku jež umožňuje otáčení celé horní nadstavby stroje se mezi stroji E20 a E25 značně liší. Odchylka je výrazná hlavně v počtu zubů a jejich modulu. Z toho plynoucí vzájemnou nekompatibilitu pastorku hydromotoru a kola s vnitřním ozubením je potřeba vyřešit:

- užitím ozubeného kola s ložiskem z menšího stroje (modul $m_{os} = 4\text{mm}$, počet zubů kola $z_{os} = 82$)
- užitím jiného ozubeného kola, jež je v současné chvíli v produkci (modul $m_{os} = 4\text{mm}$, počet zubů kola $z_{os} = 121$)
- užitím ozubeného kola ze stroje E25 dle původních předpokladů, změna pastorku na otočivém hydromotoru (modul $m_{os} = 5\text{mm}$, počet zubů kola $z_{os} = 89$)

pro účely tohoto ověření, volím variantu č. 1 s předpokladem, že ložisko je dostatečně dimenzované pro uvedené, vyšší zatížení.

6.1 Výpočet efektivního objemu otočivého hydromotoru V_{oe} [cc/ot]:

$$V_{oe} = V_o \times i_o \rightarrow$$

- i_o – převodový poměr integrované převodovky otočivého hydromotoru [1]

$$V_{oe} = 195 \times 1 \rightarrow$$

$$\underline{V_{oe} = 195 \text{ cc/otáčku}}$$

6.2 Výpočet krouticího momentu otočivého hydromotoru M_{ko} [Nm]

$$M_{ko} = \frac{V_{oe} \times p_{op}}{10 \times 2 \times \pi} \times \eta_o \rightarrow$$

- p_{op} – tlakové nastavení přepouštěcího ventilu mezi porty přívod-odvod otočivého hydromotoru [bar]
- η_o – účinnost rozběhnutého otočivého motoru [1]

$$M_{ko} = \frac{195 \times 137}{10 \times 2 \times \pi} \times 0,93 \rightarrow$$

$$\underline{M_{ko} = 395 \text{ Nm}}$$

6.3 Výpočet krouticího momentu celého stroje M_{kso} [Nm]:

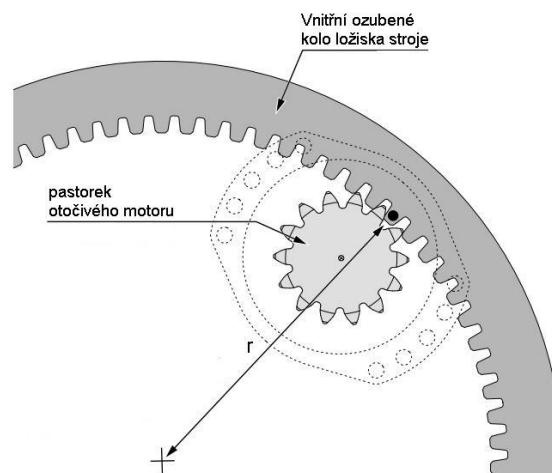
$$M_{kso} = M_{ko} \times \frac{z_{os}}{z_{op}} \times \eta_o \rightarrow$$

- z_{op} – počet zubů na pastorku otočivého hydromotoru [1]
- z_{os} – počet zubů na vnitřním ozubeném kole ložiska stroje [1]

- η_{oo} – účinnost evolventního ozubení [1]

$$M_{kso} = 395 \times \frac{82}{12} \times 0,98 \rightarrow$$

$$\underline{\underline{M_{kso} = 2648 \text{ N}}}$$



Obrázek 6-1 – Pastorek při záběru s centrálním ozubeným kolem, převzato (EATON, 2011)

6.4 Výpočet boční síly na zub, jež dokáže vygenerovat otočivý hydromotor Foz [N]:

$$F_{oz} = \frac{M_{kos}}{a} \rightarrow$$

- a – maximální vzdálenost od osy stroje k zubu na lžici [m]

$$F_{oz} = \frac{2648}{4,85} \rightarrow$$

$$\underline{\underline{F_{oz} = 679 \text{ N}}}$$

6.5 Výpočet rychlosti otáčení nadstavby stroje vos [ot/min]:

$$v_{os} = \frac{Qh3 \times 1000}{V_{oe}} \times \frac{z_{op}}{z_{os}} \rightarrow$$

$$v_{os} = \frac{18,8 \times 1000}{195,5} \times \frac{12}{82} \rightarrow$$

$$\underline{\underline{v_{os} = 14,1 \text{ ot/min}}}$$

6.6 Shrnutí parametrů zvolené konfigurace:

<i>Rychlost otáčení stroje vos</i>	<i>Požadovaná rychlost otáčení stroje vos</i>	<i>Krouticí moment stroje vygenerovaný otočivým hydromotorem M_{kos}</i>	<i>Požadovaný krouticí moment stroje vygenerovaný otočivým hydromotorem M_{kos}</i>
<i>[ot/min]</i>	<i>[ot/min]</i>	<i>[Nm]</i>	<i>[Nm]</i>
14,1	9	2648	6000

Tabulka 6-1 – Souhrn parametrů zvolené konfigurace.

Z výše uvedené tabulky je patrné, že zvolený, resp. převzatý hydromotor ze stroje E20 nevyhovuje požadovaným parametrům a bude nutné navrhnout úpravy. Jelikož otočivé hydromotory nám udělují znatelně více možností ve vlastní konfiguraci vlivem možnosti volby pastorku hydromotoru a velikosti centrálního kola s vnitřním ozubením (resp. jejich vzájemného převodového poměru), v následujících krocích si ukážeme více možností, jak dosáhnout požadovaného výsledku.

6.7 Návrh alternativní konfigurace 1:

Jako první věc, kterou se pokusíme ověřit bude, zda-li současný hydromotor by vyhovoval v případě změny vstupního předpokladu a to volby užití ozubeného kola o parametrech:

- modul $m = 4\text{mm}$
- počet zubů kola $z = 121$.

Za těchto předpokladů se dostáváme na rychlost otáčení stroje $n = 9,6\text{ ot/min}$, což je mírně nad požadovanou hodnotou, ale parametr, jež bude více komplikovaný je krouticí moment stroje vygenerovaný hydromotorem M_{kso} . Zde se při současném nastavení přepouštěcího ventilu (p_{op}) dostáváme na příliš nízkou hodnotu a to $M_{kso} = 3907\text{ Nm}$. Naštěstí i zde máme možnost jak si pomoci a to pomocí změny nastavení mezi-sekčního přepouštěcího ventilu. Tento ventil je v ukázkových výpočtech a v současné konfiguraci nastaven na hodnotu $p_{op} = 137\text{ bar}$. Obráceným postupem, kde si jako známý parametr zvolíme krouticí moment celého stroje dopočítáme, že výše uvedený přepouštěcí ventil, bychom museli přenastavit až o 140% na hodnotu $p_{op} = 211\text{ bar}$. Následně dosáhneme krouticího momentu stroje požadovaného, $M_{kso} = 6018\text{ Nm}$.

Jelikož ale tato změna je zásadního charakteru, a výrobce neuvádí v dostupných materiálech maximální dovolený tlak, bylo by nutné tuto hodnotu včetně požadavků k nastavení, konzultovat s dodavatelem, provést analýzu opotřebení, spolehlivosti ovlivněných komponent a vůbec možnosti použití takového ventilu.

Výhody uvedené konfigurace:

- použití současného typu hydromotoru
- cenově příznivé řešení vzhledem k orbitálnímu hydromotoru
- velice dobrá účinnost systému, vzhledem k orbitálnímu hydromotoru

Nevýhody uvedené konfigurace:

- mírně vyšší rychlost otáčení, oproti požadavku (107%)
- změna centrálního ložiska – kola s vnitřním ozubením, na méně často využívaný typ s tím spojený nižší roční odběr a vyšší cena
- změna nastavení přepouštěcího ventilu na nestandartní hodnotu, částečně eliminuje výhodu komunálního motoru

6.8 Návrh alternativní konfigurace 2:

Jako alternativní návrh si můžeme představit širší portfolio nabízených produktů a jejich možné volitelné konfigurace. Z nich nadále vybereme vhodné kandidáty k přezkoumání. V následující tabulce jsou uvedené všechny dodavatelé a jejich možné konfigurace, jež byly zahrnuty do výpočtu:

<i>Dodavatel / konfigurace</i>	<i>Geometrický objem</i>	<i>Převodový poměr</i>	<i>Efektivní geometrický objem</i>
-	[cc/ot]	[1]	[cc/ot]
A1	213	1	213
A2	235	1	235
A3	255	1	255
A4	332	1	332
A5	364	1	364
A6	398	1	398

<i>Možný počet zubů pastorku</i>	<i>Při modulu</i>
[1]	[mm]
11	5
14	5
17	5

<i>Dodavatel / konfigurace</i>	<i>Geometrický objem</i>	<i>Převodový poměr</i>	<i>Efektivní geometrický objem</i>
-	[cc/ot]	[1]	[cc/ot]
B1	18,1	10	181
B2	20	10	200
B3	22,1	10	221
B4	23,6	10	236

<i>Možný počet zubů pastorku</i>	<i>Při modulu</i>
[1]	[mm]
11	4
11	5
12	4
12	5

<i>Dodavatel / konfigurace</i>	<i>Geometrický objem</i>	<i>Převodový poměr</i>	<i>Efektivní geometrický objem</i>
-	[cc/ot]	[1]	[cc/ot]
Současný E20	195	1	195
Současný E20, při změněném nastavení pop	195	1	195

<i>Možný počet zubů pastorku</i>	<i>Při modulu</i>
[1]	[mm]
12	5

Tabulka 6-2 – Přehled dodavatelů a nabízených možností ke konfiguraci

Následně jsme udělali matici všech možných konfigurací pro výše uvedené geometrické objemy s převodovými poměry, počty zubů na pastorkách a zvolených parametrech ložiska, jež může být zkombinováno s daným pastorkem. Jelikož cílem je najít jednu hodnotu, kterou budeme moci vzájemně porovnat a bude zohledňovat všechny uvedené parametry, budeme dále hovořit o tzv. Úplném efektivním objemu otočivého hydromotoru (vyjadřujícího geometrický objem hydromotoru, který by byl potřebný pro jednu otáčku stroje), tuto hodnotu si označíme V_{oe}^* . Její výpočet si zde ukážeme pro parametry otočivého hydromotoru ze stroje E25, jelikož to bude hodnota, které se budeme snažit dosáhnout:

$$V_{oe}^* = V_o \times i_o \times \frac{z_{os}}{z_{op}} \rightarrow$$

$$V_{oe}^* = 12,5 \times 21,5 \times \frac{89}{12} \rightarrow$$

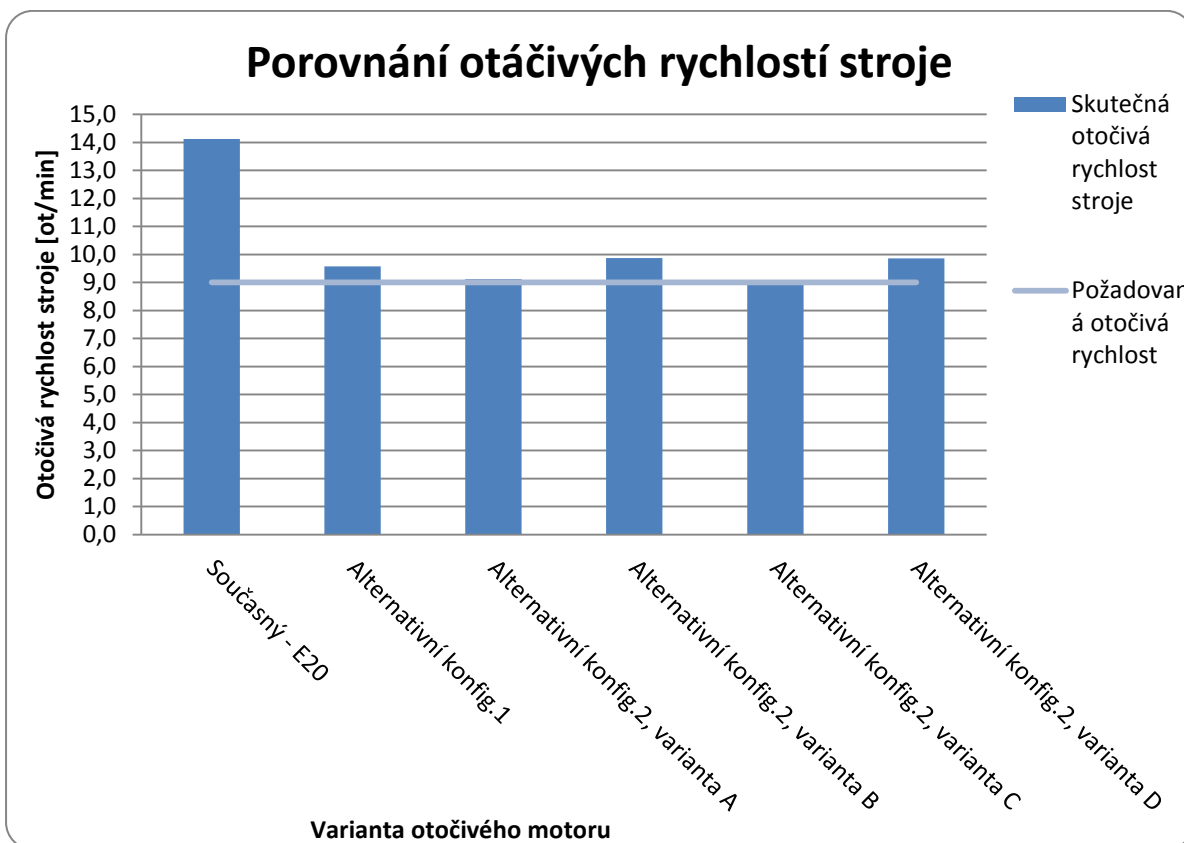
$$\underline{\underline{V_{oe}^* = 2152 \text{ cc/otáčku stroje}}}$$

V následující tabulce jsou vyobrazeny pouze ty kombinace, které splňují následující podmínku $V_{oe}^*_{E25} = \mp 100 \text{ cc/otáčku stroje}$. Úplný výpis všech možných konfigurací, včetně výpočtu parametru V_{oe}^* viz. příloha Tabulka 12-2.

<i>Varianta</i>	<i>Dodavatel / konfigurace</i>	<i>Typ hydromotoru</i>	<i>Geometrický objem hydromotoru</i>	<i>Převodový poměr</i>	<i>Počet zubů pastorku</i>	<i>Modul pastorku</i>	<i>Počet zubů ozub. Kola</i>	<i>Voe*</i>
-	-	-	[cc/ot]	[1]	[1]	[mm]	[1]	[cc/ot áčku stroje]
A	A3	orbitální	255	1	11	5	96	2225,5
B	A5	orbitální	364	1	17	5	96	2055,5
C	A6	orbitální	398	1	17	5	96	2247,5
D	B4	axiální pístový	23,6	10	11	5	96	2059,6

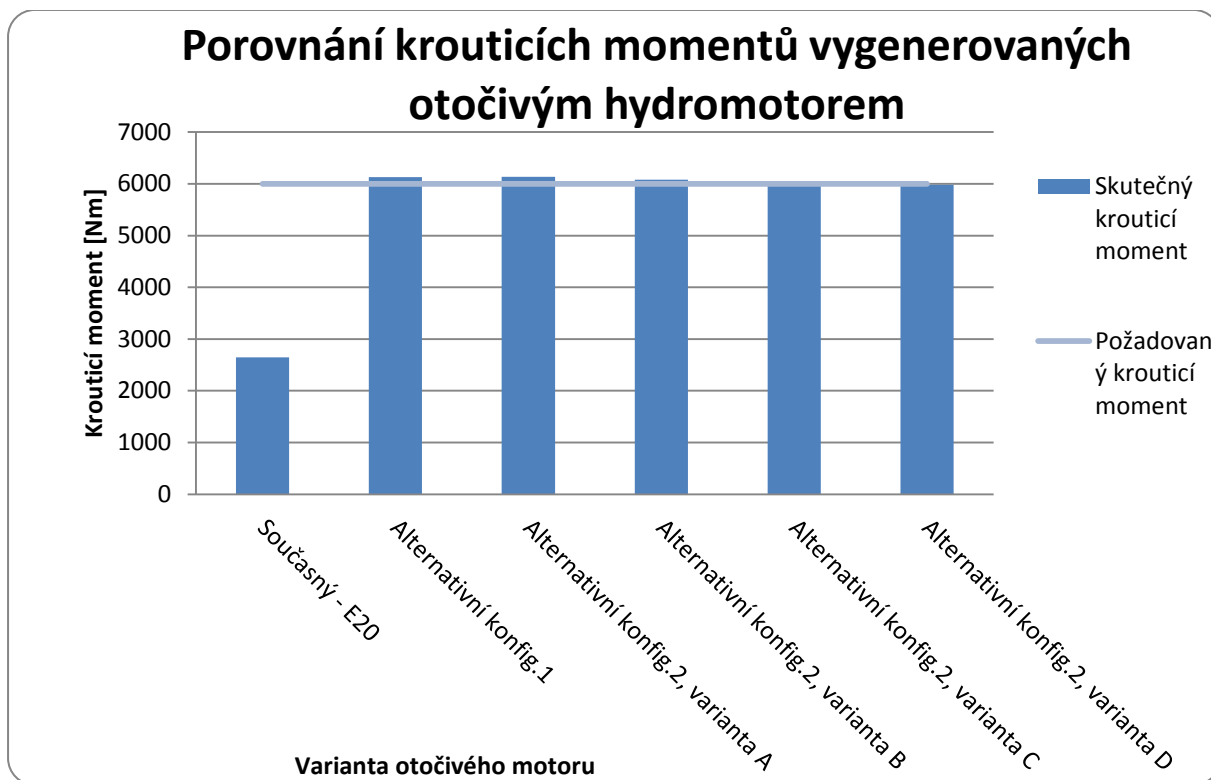
Tabulka 6-3 – Vybrané konfigurace produktů, jež splňují zvolená kritéria

Pro uvedené varianty jsme dopočítali parametry, stejné jako ve výchozím, referenčním případě a pro přehlednost výsledky zobrazili v grafické podobě (zde je pro srovnání uvedena jak varianta, jež byla ověřována, tak varianta z alternativní konfigurace 1):



Obrázek 6-2 – Porovnání otáčivých rychlostí stroje u vybraných konfigurací motorů

Pro uvedené varianty jsme opětovně reverzním způsobem dopočítali potřebná nastavení mezi-sekčních přepouštěcích ventilů pop, pro dosažení požadovaného krouticího momentu. Hodnoty nastavení, jsem volil vždy nejbližší vyšší, dělitelné 5. Pro přehlednost jsou výsledky opětovně vyobrazeny graficky:



Obrázek 6-3 – Porovná krouticích momentů u vybraných konfigurací motorů

6.9 Závěrečné vyhodnocení:

přehled dosažených parametrů při uvedené konfiguraci:

-	<i>Rychlost otáčení stroje</i>	<i>Požadovaná rychlost otáčení stroje</i>	<i>Krouticí moment stroje vygenerovaný otočivým hydromotorem</i>	<i>Požadovaný krouticí moment stroje vygenerovaný otočivým hydromotorem</i>	<i>Velikost nastavení mezi- sekčního přepouštěcího ventilu pro dosažení Mkso</i>
	[ot/min]	[ot/min]	[Nm]	[Nm]	[bar]
Alternativní konfigur.1	9,6	9	6132	6000	215
Alternativní konfigur.2, varianta A	9,1	9	6135	6000	205
Alternativní konfigur.2, varianta B	9,9	9	6081	6000	220
Alternativní konfigur.2, varianta C	9,0	9	6045	6000	200

Alternativní konfig.2, varianta D	9,9	9	5983	6000	216*
---	-----	---	------	------	------

* maximální tlak dovolený dodavatelem daného motoru

Tabulka 6-4 – Přehled výsledných parametrů vybraných otočivých motorů

Otočivý motor ze stroje E20 za současné konfigurace není vhodný pro použití na nastávajícím stroji. Za jistých ústupků, či změn ve volbě ostatních komponent, zvláště centrálního ozubeného kola s ložiskem a pře-nastavení mezisekčního přepouštěcího ventilu v otočivém hydromotoru, lze dosáhnout uspokojivých parametrů. Zde uvedeno jako Alternativní konfigurace 1.

Dále je zde možnost osazení otočivého hydro-motoru od jiného dodavatele. Pro tuto variantu jsem provedl výběr a porovnání konfigurací, jež v co nejvyšší míře splňují požadované parametry.

Postup volby dané komponenty by následně probíhal v pořadí, zjištění cenových nabídek, otestování stanovených počtů a volba nejvhodnějšího hydromotoru s ohledem na poměr spolehlivosti daného motoru vs. jeho ceny. Vliv dodavatele zde záměrně neuvádím vzhledem k faktu, že výše uvedené výrobky jsou od již zavedených dodavatelů společnosti Doosan Bobcat.

7.0 HYDRAULICKÁ NÁDRŽ - OVĚŘENÍ MOŽNOSTI POUŽITÍ SOUČASNÉ HYDRAULICKÉ NÁDRŽE:

7.1 Stanovení množství hydraulického oleje, o které bude kolísat hladina při běžném operovacím cyklu (tedy při používání funkcí, lžice, násady a výložníku) V_{vr} [l] i při užívání všech funkcí dohromady V_{vrc} [l]:

Pro stanovení hodnoty V_{vr} je nutné znát parametry hydraulických válců (lineárních hydraulických motorů) a z nich následně dopočítat objemový rozdíl při maximálním a minimální vysunutí V_{vd} . Jelikož jako vstupní předpoklad bylo zvoleno, že celý podkop bude převzat ze stroje E25 včetně podvozku, rozměry válců zde uvedené jsou dle zmíněného stroje a tedy:

Ovládaná funkce	Vrtání válce D_v	Průměr pístnice D_p	Zdvih válce h_v	Δ Objemu V_{vd}
-	(mm)	(mm)	(mm)	(l)
Výložník	69,9	41,3	546,1	0,73
Násadu	69,9	41,3	492,4	0,66
Lžici	57,2	31,8	445,0	0,35
Offset	69,9	38,1	385,3	0,44
Radličku	82,6	44,5	145,0	0,23

Tabulka 7-1 – Parametry hydraulických válců

Zde si uvedeme příklad výpočtu uvedených parametrů pro výložníkový válec:

$$\Delta V_{vd} = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \times h_v \rightarrow$$

$$\Delta V_{vd} = \frac{\pi \times 41,3^2}{4} \times 546,1 \rightarrow$$

$$\underline{\Delta V_{vd} = 0,73 \text{ l}}$$

Následně prostým součtem zjistíme dvě hodnoty, jedna z nich bude maximální objem kapaliny, která bude proměnná při zpětném návratu do odpadní větve hydraulického okruhu, tedy hodnota součtu všech ΔV_{vd} jednotlivých válců, kde parametr si označíme V_{vrc} [l] a druhá bude hledaná hodnota součtu ΔV_{vd} pouze válců, jež jsou označovány za běžný pracovní cyklus (lžice, výložník, násada) V_{vr} [l]:

$$V_{vrc} = \Delta V_{vd}_{výl} + \Delta V_{vd}_{nás} + \Delta V_{vd}_{lží} + \Delta V_{vd}_{off} + \Delta V_{vd}_{rad} \rightarrow$$

$$V_{vrc} = 0,73 + 0,66 + 0,35 + 0,44 + 0,23$$

$$\underline{V_{vrc} = 2,41 \text{ l}}$$

$$V_{vr} = \Delta V_{vd}_{výl} + \Delta V_{vd}_{nás} + \Delta V_{vd}_{lží}$$

$$V_{vr} = 0,73 + 0,66 + 0,35$$

$$\underline{V_{vr} = 1,74 \text{ l}}$$

7.2 Stanovení potřebného objemu vzduchu v hydraulické nádrži, pro zabránění výměně vzduchu přes víčko nádrže při změně objemu oleje v nádrži o hodnotu V_{vr} , potřebné množství vzduchu pak je V_{nv} [l]:

Zde budeme potřebovat si nejprve uvést některé dodatečné parametry, jež budou ovlivňovat výpočet:

- hodnotnota atmosférického tlaku při hladině moře: $p_a = 1,01 \text{ bar}$
- relativní hodnota přetlaku uvnitř nádrže, při které víčko přepustí do okolní atmosféry: $p_{nmax} = 0,4 \text{ bar}$
- relativní hodnota podtlaku uvnitř nádrže, při které víčko připustí do nádrže z okolní atmosféry: $p_{nmin} = 0,04 \text{ bar}$
- Okolní atmosféru i vzduch uvnitř nádrže považujeme za ideální plyn
- Poissonova konstanta pro vzduch (pro dvou-atomový plyn): $k = 1,4$

Potřebné množství vzduchu uvnitř nádrže, pro zabránění výměny V_{nv} :

pro tento výpočet využijeme vztah stavové rovnice ideálního plynu adiabatického děje:

$$C_v \frac{dp}{p} + C_p \frac{dV}{V} = 0$$

a následnou úpravou využitím Poissonovy konstanty $k = \frac{C_p}{C_v}$:

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dV}{V} = 0 \rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \rightarrow V_1 = \frac{dV}{\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right]}$$

pak po dosazení našich veličin a přepočtu jednotek (objem z US Galonu na l):

$$V_{nv} = \frac{V_{vr} \times 3,785}{\left[1 - \left(\frac{(p_a + p_{nmin})}{(p_a + p_{nmax})} \right)^{\frac{1}{k}} \right]} \rightarrow$$

$$V_{nv} = \frac{1,74 \times 3,785}{\left[1 - \left(\frac{(1,01 + 0,04)}{(1,01 + 0,4)} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right]} \rightarrow$$

$$\underline{\underline{V_{nv} = 7,46 \text{ l}}}$$

7.3 Stanovení potřebného minimálního objemu hydraulické nádrže:

- Z hydraulické nádrže stroje E20 víme, že min. bezpečné množství oleje v hydraulické nádrži pro splnění podmínek 30° náklonu stroje za provozu je $V_{nb} = 5,5 \text{ l}$

Maximální množství hydraulického oleje v nádrži za studena při běžném pracovním cyklu V_{nmaxs} [l]:

$$V_{nmaxs} = V_{nb} + V_{vr} \rightarrow$$

$$V_{nmaxs} = 5,5 + 1,74 \rightarrow$$

$$\underline{\underline{V_{nmaxs} = 7,24 \text{ l}}}$$

Výpočet nárůstu objemu hydraulického oleje, při zahřátí na provozní teplotu V_{ntex} :

Tepelnou roztažnosti (tex) hydraulického oleje volím $tex = 6\%$

$$V_{ntex} = (V_{nos} + V_{ns}) \times tex \rightarrow$$

$$V_{ntex} = (18 + 5,5) \times 0,06 \rightarrow$$

$$\underline{V_{ntex} = 1,41 \text{ l}}$$

Maximální množství hydraulického oleje v nádrži za tepla při běžném pracovním cyklu

V_{nmaxt} [l]:

$$V_{nmaxt} = V_{nmaxs} + V_{ntex} \rightarrow$$

$$V_{nmaxt} = 7,24 + 1,41 \rightarrow$$

$$\underline{V_{nmaxt} = 8,65 \text{ l}}$$

Minimální objem hydraulické nádrže V_{nmin} [l]:

$$V_{nmin} = V_{nmaxt} + V_{nv} - V_{vr} \rightarrow$$

$$V_{nmin} = 8,65 + 7,46 - 1,74$$

$$\underline{V_{nmin} = 14,4 \text{ l}}$$

7.4 Výpočet předpokládané doby relaxace oleje (oil Dwell time) tr [s]:

v úvodu tohoto výpočtu vneseme úvahu, že skutečný průtok přes hydraulickou nádrž bude okolo $V_{no} = 8 \text{ l/min}$ odvzdušňovacím vedením a cca $V_{nd} = 1 \text{ l/min}$ drenážním vedením od hydraulických komponent. Zbytek vratného okruhu bude veden opětovně k sání hydrogenerátoru.

Velikost průtoku hydraulického oleje skrz nádrž (předpoklad) Q_n [l/min]:

$$Q_n = V_{no} + V_{nd} \rightarrow$$

$$Q_n = 8 + 1 \rightarrow$$

$$\underline{Q_n = 9 \text{ l/min}}$$

Čas relaxace hydraulického oleje v nádrži (Oil Dwell time) tr [s]:

$$tr = \frac{60}{\frac{Q_n}{V_{nmaxt}}} \rightarrow$$

$$tr = \frac{60}{\frac{9}{8,65}} \rightarrow$$

$$\underline{tr = 58s}$$

7.5 Závěrečné vyhodnocení:

<i>Potřebný celkový objem hydraulické nádrže</i>	<i>Objem současné hydraulické nádrže</i>	<i>Čas relaxace hydraulického oleje v nádrži</i>	<i>Požadovaný čas relaxace hydraulického oleje v nádrži</i>
[l]	[l]	[s]	[s]
14,4	14,3	58	>60

Tabulka 7-2 – Výsledné, vs. požadované parametry hydraulické nádrže

Současná hydraulická nádrž explicitně nevyhovuje uvedeným požadavkům, nicméně jejich odchylka od požadovaných hodnot není velká. Z tohoto důvodu bych její použití nevyloučil, ale zvýšil důraz na provedení fyzických testů a jejich vyhodnocení.

8.0 Závěr:

V této bakalářské práci jsme si kladli za cíl, ověřit možnosti zkombinování strojů E20 a E25 a tím vytvořit nový produkt na pomezí produktů stávajících. Tento stroj by v ideálním případě měl využívat již zavedených komponent a tím výrazně zjednodušit vývoj, zkrátit potřebnou dobu a v neposlední řadě i snížit nároky na testování nových komponent.

Jak jsme si ověřili na předcházejících kapitolách, odpověď zda-li se cíl povedl, resp. povede, není plně jednoznačná. Když bychom zacílili využití identických komponent ve stejných konfiguracích, pak je odpověď minimálně za komponenty jako pojezdový hydromotor, či otočivý hydromotor určitě záporná. Nicméně když bychom chápali, resp. vyložili požadavek jako využití současných produktů od zavedených dodavatelů a byl-li by prostor k upravení stávajících konfigurací, pak bychom mohli být s volbou komponent a mírou souhlasnosti spokojeni a závěr by byl kladný.

Projděme nyní přes konkrétní kapitoly:

U pojezdových hydromotorů jsme zjistili, že současný hydromotor nevyhovuje. Nicméně stejný dodavatel nabízí možnost změny geometrického objemu i převodového poměru při zachování typu produktu. s využitím těchto možností se dostáváme k požadovaným parametrům. Výsledky viz. Tabulka 5-4.

V kapitole otočivého hydromotoru jsme dosáhli podobného závěru. Současný hydromotor v dané specifikaci použitelný není, jelikož by výsledný stroj dosahoval příliš vysoké rychlosti otáčení, při současném nízkém kroutícím momentu, ale je zde několik možností, jak dosáhnout nápravy. Tyto možnosti jsou dvojího charakteru a proto jsme si je v dané kapitole rozdělili (viz. Alternativní konfigurace 1 a 2). A čeho se týkaly?

První z navržených možností, je využití stejného dodavatele a změna parametrů hydromotoru. Tato možnost též nabídne uspokojivé výsledky, ale za cenu změny centrálního ozubeného kola s integrovaným ložiskem, na typ ze stroje E20. Této volbě bychom museli věnovat zvýšenou obezřetnost s ohledem na vyhodnocení dopadů zmíněného řešení.

Druhé řešení je změna dodavatele i typu hydromotoru, přičemž by bylo možné lépe naplnit předepsané specifikace.

Jakou cestou se na konec vydáme, bude záležet nejen na technických parametrech, ale taktéž na výsledné ceně zvoleného řešení. Výsledné hodnoty a parametry zobrazuje Tabulka 6-4.

Poslední výpočetní kapitola, byla o hydraulické nádrži. Její geometrie jak víme není ideální, ale je podmíněná okolní dispozicí. Taktéž objem hydraulické kapaliny se drží u minimálních dovolených hodnot a tak by to zůstalo i v případě použití u navrhovaného stroje. Nicméně na základě fyzického testování současných strojů jsme si jisti, že systém jako celek pracuje velice spolehlivě a proto by skutečné rozhodnutí o její dostatečnosti bylo podmíněnou otestováním na fyzické zástavbě. Skutečné hodnoty viz. Tabulka 7-2.

9.0 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ:

Obrázek 2-1 – Otisovo rypadlo patentované v roce 1839, převzato (STAVES).....	12
Obrázek 2-2 – Stroj Bobcat E20 – popis částí, převzato (Doosan Bobcat).....	13
Obrázek 3-1 – Hydrogenerátor značky Nachi – řada PVD 0B, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014)	15
Obrázek 3-2 – Hydraulický rozvaděč značky Walvoil – řada SDS100, převzato (Walvoil, 2005).....	16
Obrázek 3-3 – Pojezdový motor značky Nachi – řada PHV, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014).....	16
Obrázek 3-4 – Otočivý hydromotor značky Nachi – řada PCR, převzato (NACHI AMERICA INC., 2014)	17
Obrázek 3-5 – Lineární hydraulický válec jednočinný, převzato (Foglar, 2012)	17
Obrázek 4-1 –Bobcat E20, převzato (Doosan Bobcat).....	20
Obrázek 4-2 – Bobcat E25, převzato (Doosan Bobcat).....	20
Obrázek 5-1 – Porovnání pojezdových rychlostí.....	26
Obrázek 5-2 – Porovnání tažných sil pojezdových motorů.....	27
Obrázek 6-1 – Pastorek při záběru s centrálním ozubeným kolem, převzato (EATON, 2011)	29
Obrázek 6-2 – Porovnání otáčivých rychlostí stroje u vybraných konfigurací motorů.....	32
Obrázek 6-3 – Porovná krouticích momentů u vybraných konfigurací motorů	33

10.0 SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK:

Tabulka 5-1 – Shrnutí parametrů zvolené konfigurace.....	24
Tabulka 5-2 – Nabízené parametry hydromotoru	25
Tabulka 5-3 – Vybranné varianty konfigurací, s dopočítanými potřebnými parametry	26
Tabulka 5-4 – Výsledné parametry pojezdových motorů	27
Tabulka 6-1 – Souhrn parametrů zvolené konfigurace.	29
Tabulka 6-2 – Přehled dodavatelů a nabízených možností ke konfiguraci	31
Tabulka 6-3 – Vybrané konfigurace produktů, jež splňují zvolená kritéria.....	32
Tabulka 6-4 – Přehled výsledných parametrů vybraných otočivých motorů.....	34
Tabulka 7-1 – Parametry hydraulických válců	35
Tabulka 7-2 – Výsledné, vs. požadované parametry hydraulické nádrže	37
Tabulka 12-1 – Kompletní přehled možných konfigurací pojezdových motorů	42
Tabulka 12-2 – Kompletní přehled možných konfigurací otočivého motoru	43

11.0 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY:

CERHA, J. (2010). *Hydraulické a pneumatické mechanismy 1*. Liberec: TUL.

Donaldson Company Inc. (2013). *Donaldson filtration solution*. Minneapolis: MN.

Doosan Bobcat. (n.d.). Corporate property of Doosan Bobcat company.

EATON. (2011). *Guide to Mobile & Industrial Hydraulics*. M-HYOV.

Foglar, F. (11. 03 2012). *Atelier Petra Hájka a Jaroslava Hulína*. Získáno 01. 08 2014, z Technické specifikace hydrauliky: <http://filipfoglar.blogspot.cz/2012/03/technicke-specifikace-hydrauliky.html>

iDoStuff. (2010). *Rotational Moulding-Hydraulic Tank Design*. US.

Ing. Jaroslav Vaďura, C. (1987). *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. BRNO: VUT.

ISO. (2002). 14396. *Reciprocating internal combustion engines*. International Organization For Standardization.

Mechanics, E. o. (2003). *J.D.Jacob*. Lexington: University of Kentucky.

NACHI AMERICA INC. (2014, 08). *Hydraulic Equipment For Compact Construcion Machines*. Macomb, Michigan, US.

SAE. (2003, 04). J1309. *SURFACE VEHICLE STANDARD*. 2003.

STAVES. (n.d.). *Prodej - Historie bagrů*. Retrieved 08 15, 2014, from STAVES: <http://www.staves.cz/historie-bagru/>

Vacek, V.-N. J. (1993). *Příručka termodynamiky s příklady*. Praha: CVUT.

Walvoil. (2005). *HYDRAULIC CONTROL SYSTEM*. REGGIO EMILLIA: WALVOIL S.P.A.

12.0 PŘÍLOHY:

Vpmax	Vpmin	Poměr Vpmax/Vpmin	Převodový poměr integrované převodovky	Vpemax	Vpemin
17,85	9,69	1,84	18,91	337,5	183,2
16,80	9,69	1,73	18,91	317,7	183,2
15,76	8,70	1,81	18,91	298,0	164,5
14,72	7,72	1,91	18,91	278,4	146,0
17,85	9,69	1,84	23	410,6	222,9
16,80	9,69	1,73	23	386,4	222,9
15,76	8,70	1,81	23	362,5	200,1
14,72	7,72	1,91	23	338,6	177,6
17,85	9,69	1,84	30,36	541,9	294,2
16,80	9,69	1,73	30,36	510,0	294,2
15,76	8,70	1,81	30,36	478,5	264,1
14,72	7,72	1,91	30,36	446,9	234,4
17,85	9,69	1,84	36,8	656,9	356,6
16,80	9,69	1,73	36,8	618,2	356,6
15,76	8,70	1,81	36,8	580,0	320,2
14,72	7,72	1,91	36,8	541,7	284,1
17,85	9,69	1,84	47,5	847,9	460,3
16,80	9,69	1,73	47,5	798,0	460,3
15,76	8,70	1,81	47,5	748,6	413,3
14,72	7,72	1,91	47,5	699,2	366,7

Tabulka 12-1 – Kompletní přehled možných konfigurací pojezdových motorů

Dodavatel / konfigurace	Typ hydromotoru	Geometrický objem hydromotoru	Převodový poměr	Počet zubů pastorku	Modul pastorku	Počet zubů ozub. kola	V_{oc}*
A1	orbitální	213	1	11	5	96	1858,9
A2	orbitální	235	1	11	5	96	2050,9
A3	orbitální	255	1	11	5	96	2225,5
A4	orbitální	332	1	11	5	96	2897,5
A5	orbitální	364	1	11	5	96	3176,7
A6	orbitální	398	1	11	5	96	3473,5
A1	orbitální	213	1	14	5	96	1460,6
A2	orbitální	235	1	14	5	96	1611,4
A3	orbitální	255	1	14	5	96	1748,6
A4	orbitální	332	1	14	5	96	2276,6
A5	orbitální	364	1	14	5	96	2496,0
A6	orbitální	398	1	14	5	96	2729,1
A1	orbitální	213	1	17	5	96	1202,8
A2	orbitální	235	1	17	5	96	1327,1
A3	orbitální	255	1	17	5	96	1440,0
A4	orbitální	332	1	17	5	96	1874,8
A5	orbitální	364	1	17	5	96	2055,5
A6	orbitální	398	1	17	5	96	2247,5
B1	axiální pístový	18,1	10	11	5	96	1579,6
B2	axiální pístový	20	10	11	5	96	1745,5
B3	axiální pístový	22,1	10	11	5	96	1928,7
B4	axiální pístový	23,6	10	11	5	96	2059,6
B1	axiální pístový	18,1	10	12	5	96	1448,0
B2	axiální pístový	20	10	12	5	96	1600,0
B3	axiální pístový	22,1	10	12	5	96	1768,0
B4	axiální pístový	23,6	10	12	5	96	1888,0
současný	orbitální	195	1	12	4	82	1332,5
Současný E20, při změněném nastavení pop	orbitální	195	1	13	5	96	1440,0

Tabulka 12-2 – Kompletní přehled možných konfigurací otočivého motoru